

Федеральное государственное автономное  
образовательное учреждение высшего образования  
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт

Кафедра «Конструкторско-технологического обеспечения  
машиностроительных производств»

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

\_\_\_\_\_ М. П. Головин

подпись

«\_\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2018 г.

## БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

09.03.01 – Информатика и вычислительная техника

Применение топологической оптимизации для уменьшения массы зубчатого  
колеса

Научный руководитель

\_\_\_\_\_

подпись, дата

ст.преподаватель Р.С. Лукин

Выпускник

\_\_\_\_\_

подпись, дата

П. С. Лютикова

Нормоконтролер

\_\_\_\_\_

подпись, дата

ст.преподаватель Р.С. Лукин

Красноярск 2018

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	3
1 Информационный обзор.....	4
1.1 Обзор топологической оптимизации .....	4
1.2 Объект, подвергаемый топологической оптимизации.....	5
1.3 Методы уменьшения массогабаритных характеристик зубчатой передачи .....	8
1.3.1 Материал и последующая обработка. ....	8
1.3.2 Способы облегчения колеса .....	9
2 Механизм работы топологической оптимизации .....	14
2.1 Подбор оптимального размера конечного элемента.....	21
3 Проведение топологической оптимизации для получения формы зубчатого колеса с учетом нагружений .....	23
3.1 Целевая функция .....	23
3.2 Количество приложенных нагрузок.....	25
3.3 Проверка геометрии модели. ....	26
3.4 Сравнительный анализ исходного и оптимизированной доработанной конструкций колеса .....	33
Заключение .....	35
Список сокращений .....	36
Список использованных источников .....	37
Приложение А .....	38

## ВВЕДЕНИЕ

Появление аддитивных технологий, топологической оптимизации и 3D-печати вызвало заметные изменения в производственной сфере и позволило компаниям создавать детали, геометрию которых практически невозможно получить, используя традиционные способы. Благодаря потрясающему разрешению 3D-принтеров напечатанные детали могут иметь геометрические элементы, которые невозможно получить с помощью какого-либо другого метода производства – ни с помощью литья, ни с помощью механической обработки.

Неотъемлемое техническое требование к любой продукции авиационной промышленности – снижение веса изделия, что повышает топливную эффективность. Строгие требования к снижению массы авиационных приводов и редукторов вертолетов обуславливают необходимость использования при проектировании зубчатых колес подходов, обеспечивающих удовлетворение разнообразным требованиям. Сокращение веса всего на 1% дает экономию топлива в 0,75%. То есть, экономическая выгода от снижения веса летательного аппарата очевидна.

Цель работы исследовать возможность автоматизированного уменьшения массы зубчатого колеса с использованием топологической оптимизации и учетом характера нагрузок.

Задачи:

- обзор топологической оптимизации, и ее применение для уменьшения массы зубчатой передачи;
- исследовать механизм топологической оптимизации реализованного в пакете ANSYS Workbench применительно к типовой детали(кронштейн);
- провести ТО для получения формы колеса с точки зрения минимальной массы и равнопрочности;
- сравнить со стандартными решениями по условиям прочности и жесткости.

# **1 Информационный обзор**

## **1.1 Обзор топологической оптимизации**

Одной из наметившихся тенденций при проектировании деталей и узлов, является широкое применение методов оптимизации. Наиболее распространенным подходом в оптимальном проектировании является использование параметризованной модели, позволяющей проводить варьирование некоторых размеров в заданных пределах при соблюдении наложенных условий, которыми, в частности, могут являться заданный уровень напряжений или запасов прочности. Когда конструкцию детали сложно принципиально улучшить путем варьирования размеров при сохранении ее общей конфигурации, приходится применять принципиально другие подходы к определению конструктивного облика, например, топологическую оптимизацию (ТО).

Оптимизация топологии уравнивает использование материала против жесткости детали. За последние два года она приобрела популярность благодаря своей доступности в программном обеспечении с автоматизированным дизайном (САПР), которое является простым в использовании и доступным. Кроме того, оптимизация великолепна при создании прочных, легких деталей с меньшим количеством материала.

Целью ТО является определение оптимального распределения материала в области проектирования при заданных нагрузках с удовлетворением критериев и ограничений оптимизации. Для этого зачастую используется метод конечных элементов. Целью топологической оптимизации является увеличение или уменьшение заданного свойства конструкции (например, уменьшение энергии деформации, увеличение главной собственной частоты) при удовлетворении определенных условий (например, снижение материалоемкости).

Каждому конечному элементу приписывается условная (приведенная) плотность, управляющая вкладом конечного элемента в глобальную матрицу

жёсткости. Решением задачи ТО в данной постановке является распределение условной плотности в области проектирования. В качестве критериев и ограничений при ТО могут выступать различные функции (и их сочетания), такие как, например, податливость или потенциальная энергия деформации, объём, перемещения, прочностные характеристики.

Логично предположить, что в симметричной области проектирования с симметричными ГУ и нагрузками (например, зубчатые передачи) результат оптимизации топологии тоже будет тоже должен быть симметричен. Однако, для одной и той же постановки задачи можно получить несколько разных конструкций, удовлетворяющих заданным начальным требованиям, и не все из них будут симметричны. Авторами указанных работ [6], [7] утверждается, что чем выше параметр пенализации (штраф, накладываемый на значение условной плотности), тем выше вероятность получения несимметричной конструкции при симметричных ГУ и симметричной начальной геометрии. Каждая уникальная постановка задачи имеет не одно решение, удовлетворяющее условиям ТО. В процессе расчёта может возникнуть «точка бифуркации» решения: при разных параметрах оптимизации (коэффициент пенализации, критерий сходимости и т.д.) для одинаковой постановки задачи получается различное распределение условной плотности. При этом симметричное решение зачастую не является лучшим, хотя и удовлетворяет критериям оптимизации.

## **1.2 Объект, подвергаемый топологической оптимизации**

Наибольшая актуальность снижения массы деталей отражается в производстве летательных аппаратов.

К авиационным зубчатым колесам относятся колеса главных редукторов и хвостовых трансмиссий вертолетов, коробок приводов авиационных двигателей, редукторов привода вентилятора газотурбинных двигателей. К наиболее актуальным задачам совершенствования конструкций таких колес, в которых целесообразно использовать метод ТО, относятся следующие:

– повышение жесткости диафрагмы (ступицы) косозубой шестерни в осевом направлении для исключения влияния деформации венца на зацепление (зубчатые передачи входных и главных редукторов вертолетов);

– отстройка собственных частот колебаний колес из рабочего диапазона (высокооборотные передачи коробок приводов двигателей);

– снижение массы прямозубых цилиндрических колес с развитой диафрагмой (зубчатые передачи коробок приводов и вертолетных редукторов).

Особенностью косозубых зубчатых колес является присутствие осевой составляющей силы в зацеплении. В конструкциях косозубых зубчатых колес вертолетных редукторов с тонкостенной диафрагмой, параметры которой выбираются из условия минимального веса шестерни, под действием осевых сил могут происходить значительные перемещения зубьев в осевом направлении, приводящие к появлению выкашивания рабочих поверхностей зубьев и другим дефектам.

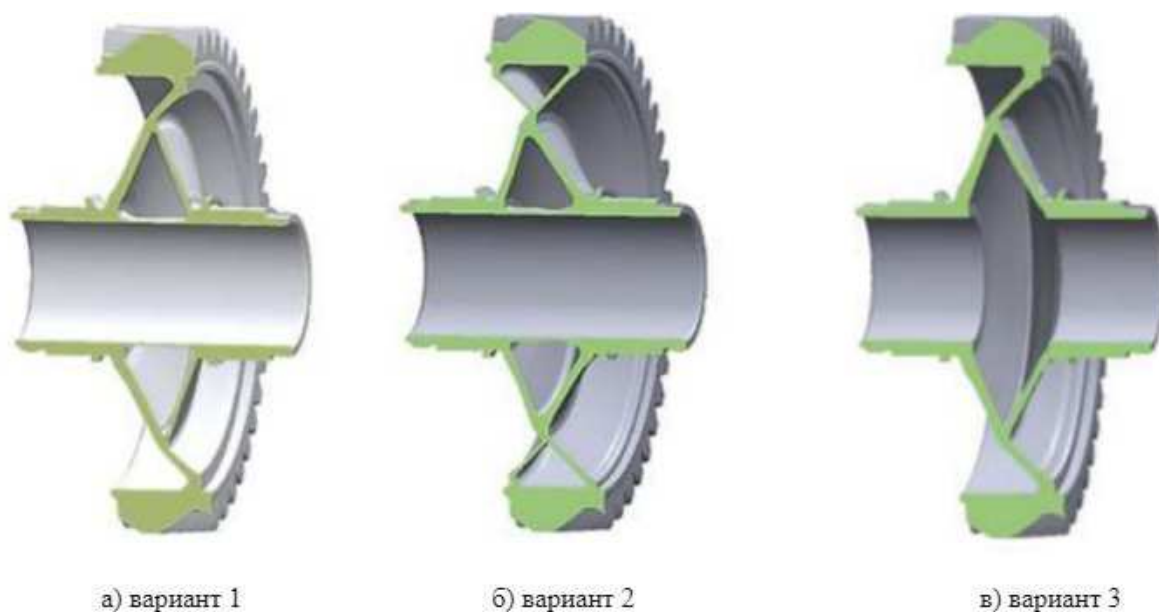


Рисунок 1 – Варианты конструкций, полученных в результате топологической оптимизации

Проектирование зубчатых колес в соответствии с рекомендациями Норм прочности необходимо осуществлять таким образом, чтобы собственные

частоты колеса не попадали в рабочий диапазон вращения. Однако спектр опасных собственных частот зубчатых колес является достаточно плотным, а рабочий диапазон, например, частот вращения зубчатых колес коробок приводов – достаточно широким. В связи с этим полная отстройка собственных частот в конструкциях зубчатых колес традиционными методами проектирования является затруднительной.

Для прямозубых цилиндрических шестерен, в зацеплении которых действует только окружная и радиальная силы, возможно максимальное утончение диафрагмы, работающей исключительно на кручение. Однако, учитывая сжимающее действие радиальных сил, конструкция должна иметь необходимую жесткость для сопротивления потере устойчивости при неравномерном распределении нагрузки вдоль линии зуба. Однако для легких зубчатых колес данное решение может быть реализовано при использовании аддитивных технологий. При этом разветвление диафрагмы у зубчатого венца обеспечит более равномерное и благоприятное распределение контактных напряжений на рабочих поверхностях зубьев. [3]

Таким образом, недостаточная жесткость конструкций зубчатых колес может привести к следующим последствиям:

- высоким осевым деформациям зубчатого венца косозубых колес, приводящим к неблагоприятному контакту рабочих поверхностей зубьев и, как следствие, к возникновению выкрашивания;
- попаданию собственных частот колес в рабочий диапазон, что может привести к возникновению усталостных трещин во впадинах зубьев;
- периодическому изменению жесткости диафрагмы, обусловленному наличием отверстий или ребер жесткости, обуславливающему дополнительное возбуждение параметрических колебаний в системе.

В связи с этим был выбран объект исследования цилиндрическое зубчатое колесо первой ступени главного редуктора ВР-14 вертолета МИ-8, параметры колеса  $Z_1 - 26$ ;  $Z_2 - 96$ ;  $m - 2,25$ ;  $i_1 - 0,2780$  [8].

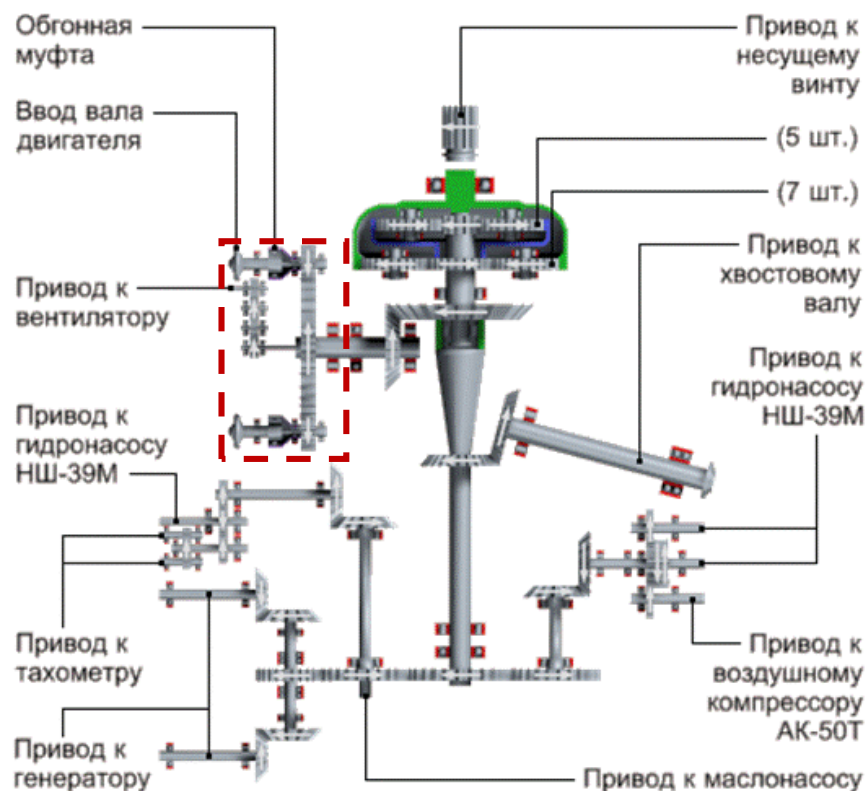


Рисунок 2 – Кинематическая схема редуктора ВР-14

### 1.3 Методы уменьшения массогабаритных характеристик зубчатой передачи

#### 1.3.1 Материал и последующая обработка.

В современном машиностроении применяются зубчатые колеса самых разнообразных конструкций, отличающиеся друг от друга технологией изготовления, материалом и конструктивными особенностями.

Конструктивные форма и размеры зубчатого колеса зависят от нагрузок, действующих на его зубья, требований технологии их изготовления, удобства монтажа и эксплуатации, уменьшения массы (веса) зубчатых колес, бесшумности работы и др.

Практикой эксплуатации и специальными исследованиями установлено, что нагрузка, допускаемая по контактной прочности зубьев, определяется в основном твердостью материала. Высокую твердость в сочетании с другими характеристиками, а, следовательно, малые габариты и массу передачи можно



получить при изготовлении зубчатых колес из сталей, подвергнутых термообработке. Сталь в настоящее время — основной материал для изготовления зубчатых колес и в особенности для зубчатых колес высоконагруженных передач.

Важнейшими критериями работоспособности зубчатых колёс приводов являются объёмная прочность зубьев и износостойкость их активных поверхностей. Нагрузочная способность хорошо смазанных поверхностей ограничивается сопротивлением выкрашиванию. Для уменьшения расхода материалов назначают высокую твёрдость трущихся поверхностей.

Несущая способность зубчатых передач по контактной прочности тем выше, чем выше поверхностная твердость зубьев. Повышение твердости в два раза позволяет уменьшить массу редуктора примерно в четыре раза.

В зависимости от вида изделия, условий его эксплуатации и требований к габаритным размерам выбирают необходимую твердость колес и материалы для их изготовления. Для силовых передач чаще всего применяют стали. Передачи со стальными зубчатыми колесами имеют минимальную массу и габариты, тем меньше, чем выше твердость рабочих поверхностей зубьев, которая в свою очередь зависит от марки стали и варианта термической обработки [2].

В зависимости от твердости (или термообработки) стальные зубчатые, колеса разделяют на две основные группы: твердостью  $H < 350 \text{ НВ}$  — зубчатые колеса, нормализованные или улучшенные; твердостью  $H > 350 \text{ НВ}$  — с объемной закалкой, закалкой ТВЧ, цементацией, азотированием и др. Эти группы различны по технологии, нагрузочной способности и способности к приработке.

### 1.3.2 Способы облегчения колеса

Если полную равнопрочность трудно обеспечить из-за сложной конфигурации детали и неопределенности действующих в ней напряжений, то ограничиваются удалением металла из явно малонапряженных участков, находящихся в стороне от силового потока.

При несколько большем диаметре колеса для облегчения его конструкции выполняются массивными только обод и ступица (втулка) с отверстием для вала. Остальная часть колеса представляет собой тонкий диск с отверстиями (или без отверстий). Диск может выполняться с ребрами жесткости.

Если диаметр колеса достаточно велик, диск заменяется несколькими спицами, соединяющими обод со ступицей. Форма спиц может быть различной. Форма поперечного сечения спиц тоже различна: круглая, овальная, прямоугольная, двутавровая, крестообразная и др.

Зубчатые колеса средних диаметров ( $d_a \leq 500 \dots 700$  мм) выполняют с дисками облегченной формы (рис. 3). Для уменьшения массы зубчатых колес толщину диска принимают значительно меньшей ширины обода. Кроме того, в дисках между ободом и ступицей предусматривают круглые отверстия для удобства крепления зубчатых колес на станках при обработке. Стальные зубчатые колеса с облегченными дисками изготавливают коваными с последующей обточкой дисков (рис. 3, а, б), штампованными, сварными (рис. 3, в) и литыми.[1]

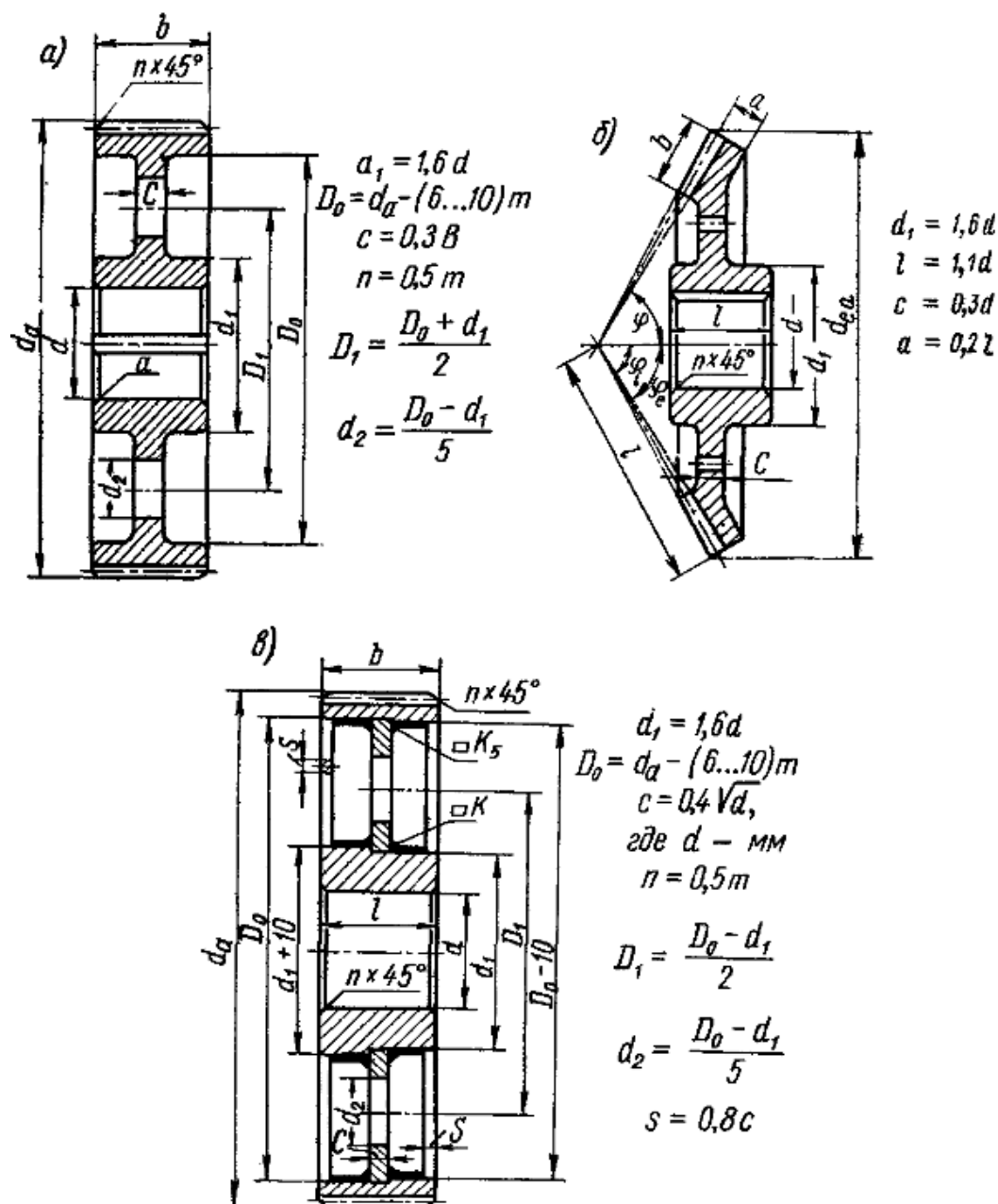


Рисунок 3 – Диски с отверстиями облегчения

Зубчатые колеса большого диаметра (при  $d_a > 500$  мм) выполняют литыми, с дисками облегченной формы (одним или двумя), со спицами крестообразного (рис. 4, а) или двутаврового сечения (рис. 4, б). Для экономии легированных сталей большие зубчатые колеса изготавливают бандажированными (рис. 4, в): обод (бандаж) из легированной стали с зубьями насаживают с натягом на чугунный (реже стальной) диск.

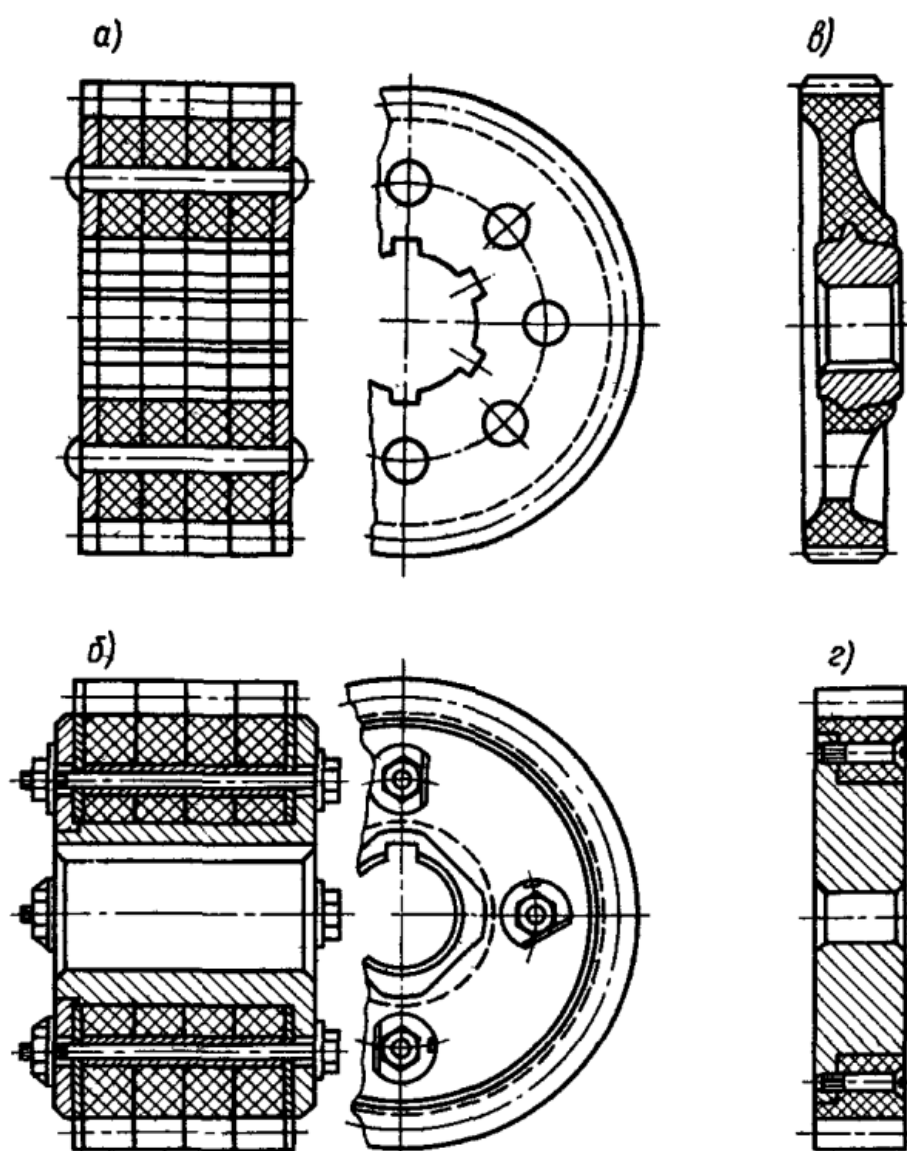


Рисунок 4 – Конструкция сборных облегченных колес

Зубчатые колеса из текстолита и ДСП изготавливают из пластин этих материалов, которые склеивают друг с другом, заключают между стальными дисками и склепывают (рис. 5, а) или скрепляют болтами (рис. 5, б). В некоторых случаях текстолитовые зубчатые колеса изготавливают цельнопрессованными или с металлической втулкой, как, например, шестерни распределительных механизмов двигателей внутреннего сгорания (рис. 5, в) [1].

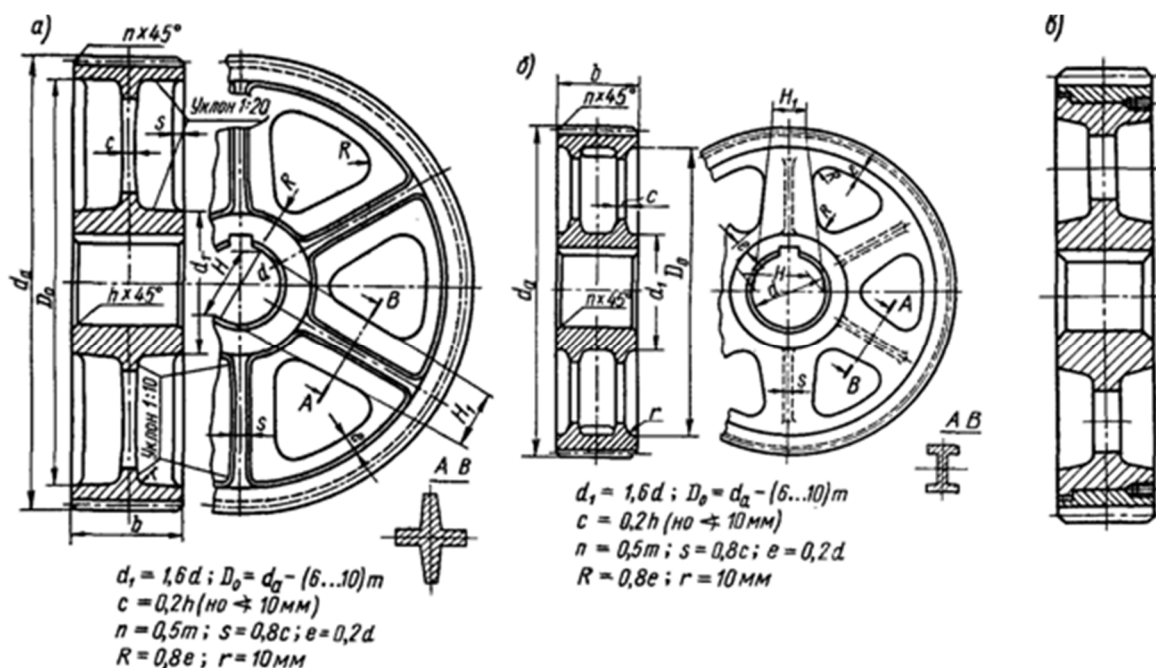


Рисунок 5 – Конструкция облегченных колес

Зубчатые колеса из полиамидов (нейлоновые и капроновые) изготовляют отливкой под давлением. Они могут быть цельными или составными. Для уменьшения изменения линейных размеров полиамидного зубчатого колеса от нагрева при работе (полиамиды обладают низкой теплопроводностью) или изменения влажности окружающего воздуха (содержание влаги в полиамидах зависит от влажности окружающего воздуха) из полиамида изготовляют лишь зубчатый венец. Венец соединяют со стальной частью зубчатого колеса (центром) во время отливки либо насаживают на центр с натягом и скрепляют с ним винтами или заклепками. Иногда зубья металлических колес покрывают тонким слоем нейлона.

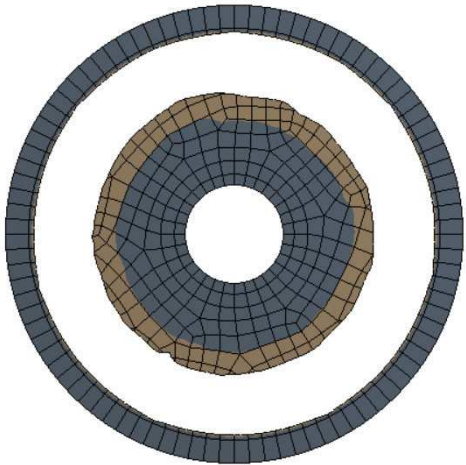
Коническое зубчатое колесо можно облегчить удалением части зубьев на меньшем диаметре, мало участвующих в передаче сил вследствие пониженной их жесткости. Помимо выигрыша в массе укорочение зубьев способствует более равномерному распределению нагрузки по длине зуба и уменьшению действующей на зубья силы вследствие увеличения среднего радиуса ее приложения.

## 2 Механизм работы топологической оптимизации

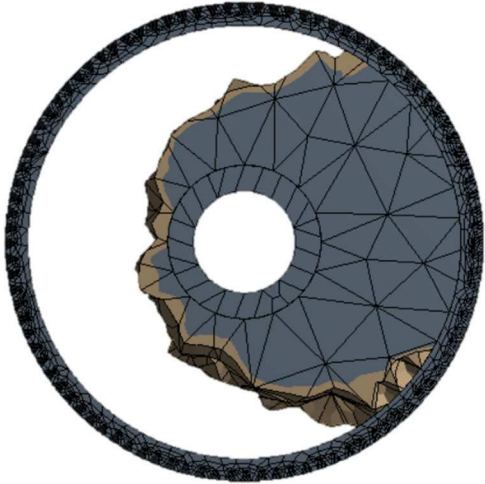
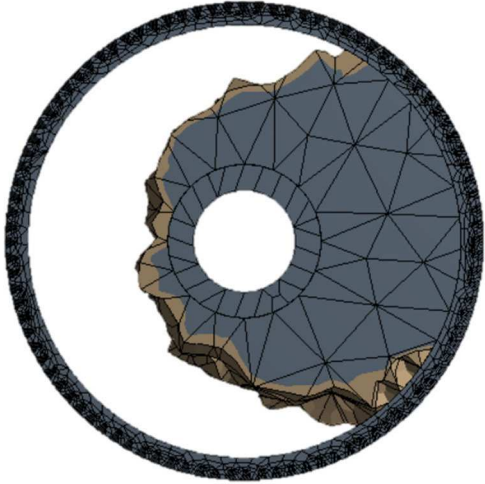
Топологическая оптимизация позволяет с помощью МКЭ расчетов снижать массу и улучшать жесткостные характеристики конструкций. Под оптимизацией топологии понимают изменения в конструкции, включающие создание новых границ тела и удаление существующих.

Существуют два способа нагружения колеса, крутящий момент и сила в зацеплении. Для исследования топологической оптимизации к выбранному колесу прикладываем крутящий момент, результат ТО представлен в табл. 1, далее принимаем решение нагрузить колесо приложив силу по нормали к одной поверхности зуба, результат ТО представлен на табл. 2. Для изменения результата оптимизации устанавливаем параметр топологической оптимизации производственное ограничение типа «cyclic» в значение 96, остальные параметры принимаем по умолчанию.

Таблица 1 – Апробация топологической оптимизации

Граничное условие и ограничение	Результат ТО
Момент приложенный к внешней поверхности; закрепление внутренней поверхности	

Продолжение таблицы 1

Граничное условие и ограничение	Результат ТО
<p>Сила приложенная к одному зубу в зацеплении; закрепление внутренней поверхности</p>	
<p>Сила приложенная к одному зубу в зацеплении; закрепление внутренней поверхности; ограничение ТО симметрия (97 элементов)</p>	

Однако при стандартных параметров ТО принятых по умолчанию, результат оптимизации не соответствует прочностным и жесткостным характеристикам.

Для корректного исследования работы механизма модуля топологической оптимизации в ANSYS Workbench принято решение взять кронштейн, так как данная деталь имеющая простую схему нагружения и простую исходную геометрию (рис.6).

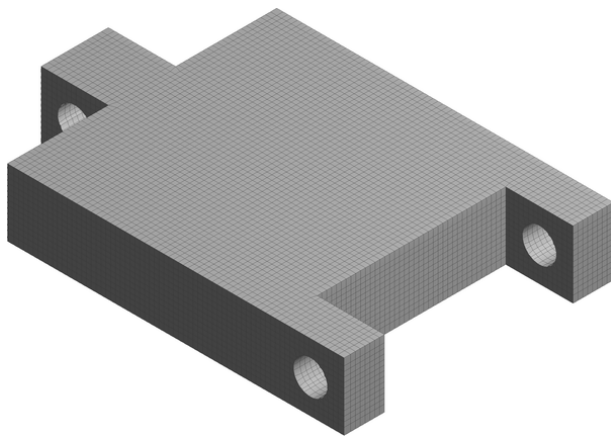


Рисунок 6 – Конечно-элементная сетка оптимизируемой конструкции

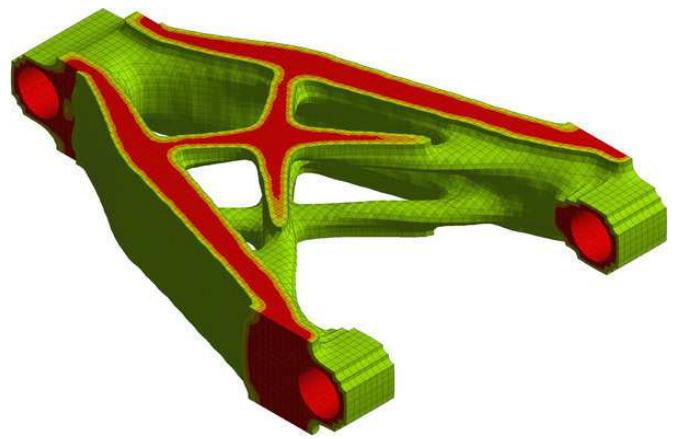


Рисунок 7 – Результат оптимизации – распределение материала в конструкции

Далее проведем анализ зависимости топологической оптимизации от таких параметров, как габариты, модуль упругости материала и приложенная сила.

Топологическая оптимизация, выполняемая средствами программного обеспечения ANSYS, выполняется в несколько этапов.

На первом этапе проводится постановка и решение прочностной задачи методом конечных элементов в ANSYS Mechanical. Для этого задается контурная геометрическая область конструкции, ее механические свойства, условия закрепления и действующие нагрузки.

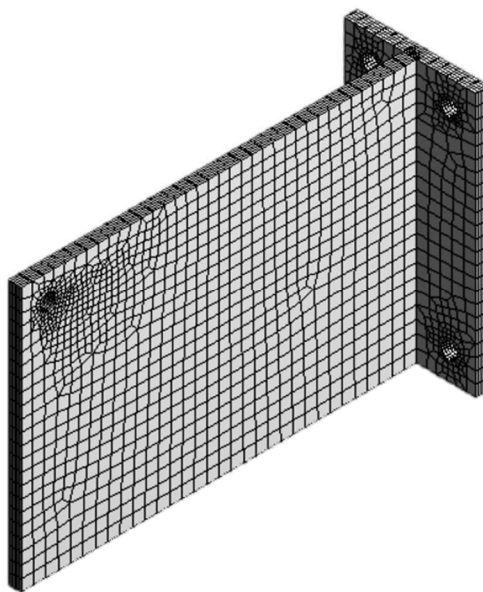


Рисунок 8 – Конечно-элементная сетка оптимизируемой конструкции



Нагрузки на конструкцию не только задаются в ANSYS Mechanical, но получаются в рамках междисциплинарных расчетов или импорта из внешних файлов (как результаты сторонних расчётов).

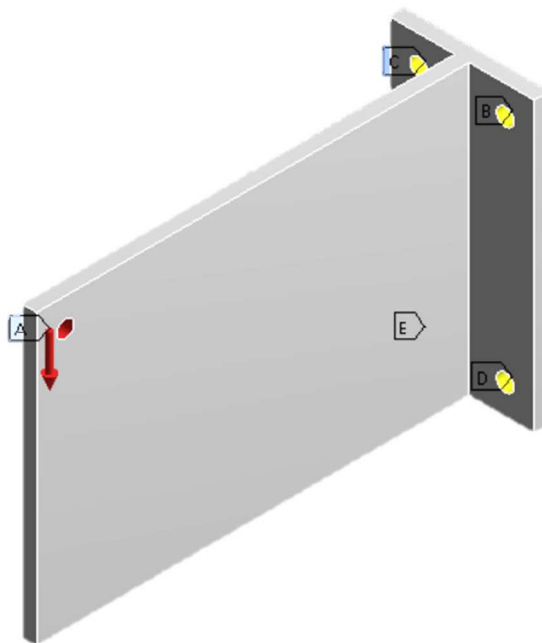


Рисунок 9 – Граничные условия и нагрузки: желтым – закрепления, красным – силы

После решения прочностной задачи начинается непосредственная работа по топологической оптимизации конструкции.

Для анализа механизма топологической оптимизации были приложены различные значения нагрузки «Force» – 200N, 500N, 1000N. Результат полученный в ходе этапов нагружений представлен в табл. 2.

Чтобы посмотреть зависимость результата топологической оптимизации детали от модуля упругости материала, были выбраны свойства материала «Young's Modulus» –  $2 \cdot 10^2$ ;  $2 \cdot 10^5$ ;  $2 \cdot 10^{11}$  Pa. Результат представлен в табл. 3. Результат влияния направления приложенной силы на результат топологической оптимизации детали представлены в табл. 4.

Для корректной работы алгоритма описывается пространство проектирования: определяется область конструкции, топология которой может

меняться, и область, для которой изменения запрещены. Дополнительное удобство обеспечивают инструменты, контролирующие возможность изготовления получаемой топологии. Эти инструменты позволяют требовать соблюдения линейной или циклической симметрии топологии, проверять возможность изготовления детали путем литья или фрезеровки, отсутствие внутренних полостей. Также возможен контроль минимального или максимального размера вновь получаемых элементов топологии конструкции.

После задания всех необходимых настроек алгоритма оптимизации остается указать желаемый процент снижения материалоемкости и запустить расчет.

Вывод. В ходе проведения анализа работы механизма модуля топологической оптимизации в среде ANSYS Workbench, было выявлено, габариты, модуль Юнга и значение силы являются инвариантами. Однако направление действия силы, а так же приложение силы по шагам оказывает влияние на результат оптимизации.

Таблица 2 – Влияние силы приложенной на результат топологической оптимизации детали.



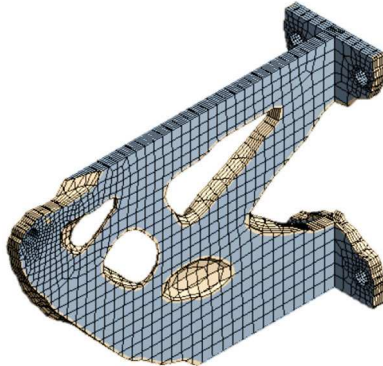
Сила	200N	500N	1000N
Результат ТО			

Таблица 3 – Влияние модуля упругости материала на результат топологической оптимизации детали.


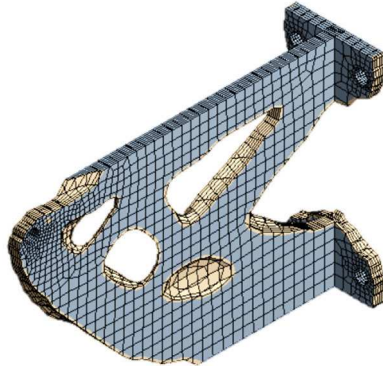
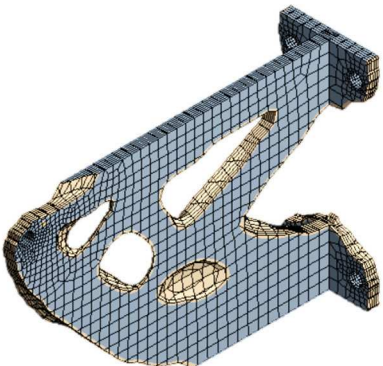
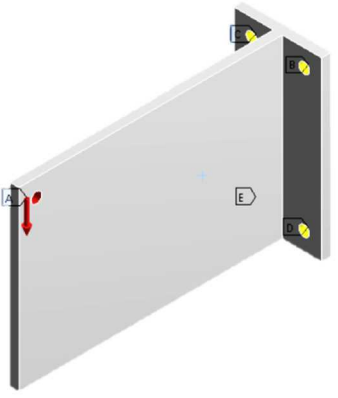
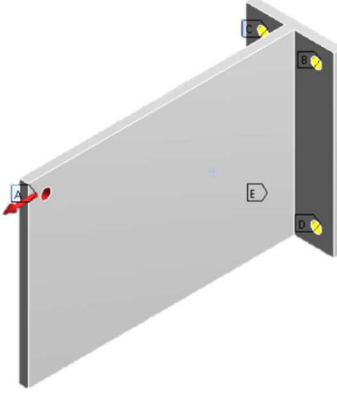
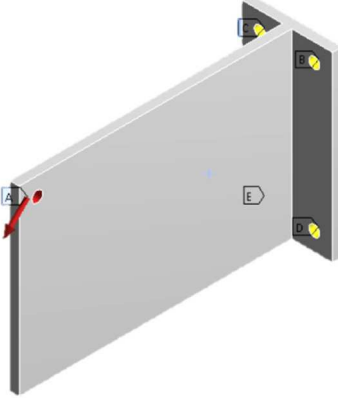
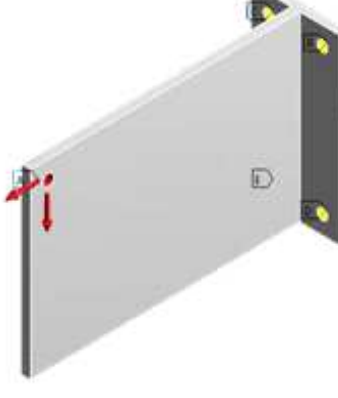
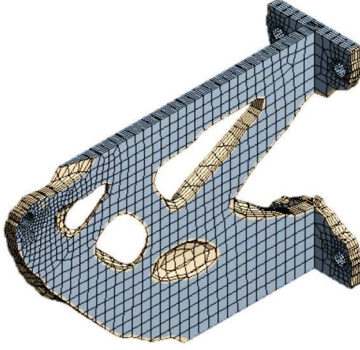

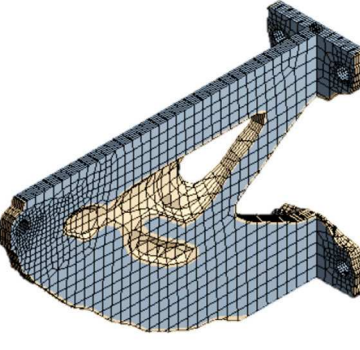
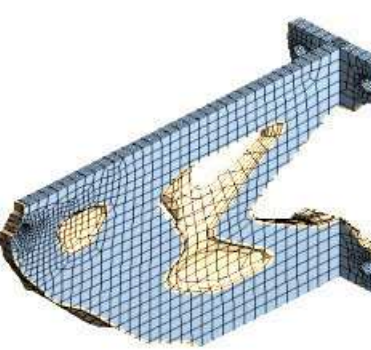
Модуль Юнга	$2 \cdot 10^2 \text{ Pa}$	$2 \cdot 10^5 \text{ Pa}$	$2 \cdot 10^{11} \text{ Pa}$
Результат ТО			


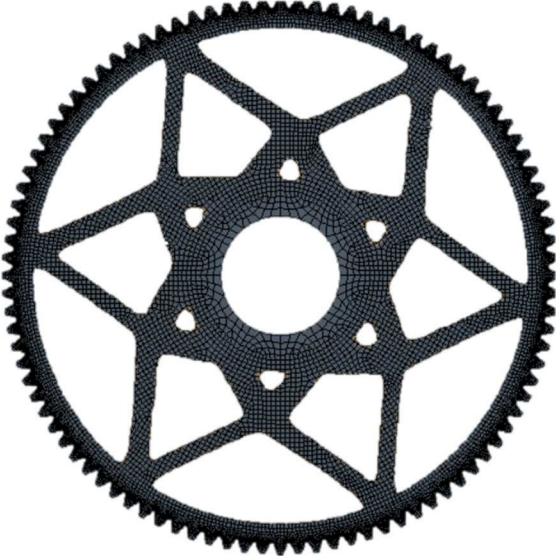
Таблица 4 – Влияние направления приложенной силы на результат топологической оптимизации детали.

Направление силы				
Результат ТО				

## 2.1 Подбор оптимального размера конечного элемента



Размер конечного элемента оказывает непосредственное влияние на результат ТО. Для исследования были взяты значения размера КЭ: 1,5; 2; 3; 4мм. В табл. 5 приведены результаты топологической оптимизации с такими граничными условиями, как 6 симметрично направленных сил, колесо закреплено по внутреннему диаметру с помощью команды «Remout Displacement».

Таблица 5 – Влияние размера КЭ на результат ТО

Размер конечного элемента	Результат топологической оптимизации	Процент снижения массы
1,5мм		52%
2мм		51%



Продолжение таблицы 5

Размер конечного элемента	Результат топологической оптимизации	Процент снижения массы
3мм		50%
4мм		49%

Вывод. С учетом минимальной разницы в снижении массы и для уменьшения времени расчетов, исходя из возможного дальнейшего уменьшения конструктивных элементов принимаем размер конечного элемента 2мм. При этом видна неровная граница конструктивного элемента при размере КЭ 3 и 4мм.

[Изъята глава 3]

## **ЗАКЛЮЧЕНИЕ**

В результате бакалаврской работы, было исследован механизм работы топологической оптимизации, с такими параметрами как: модуль упругости материала, количество и направление приложенных нагрузок, а так же учет шагов нагружения, размер конечного элемента, весовые коэффициенты целевой функции. Топологическая оптимизация применялась к кронштейну и зубчатому колесу в 2D. Анализ полученных результатов расчетов показал возможность применения топологической оптимизации при проектировании зубчатых передач с учётом требований по массе, жесткости, собственным частотам колебаний. Однако возникают трудности при топологической оптимизации зубчатого колеса в 3D, так как затруднительно подготовить геометрию с фасетированной поверхностью и создать сетку.

## **СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ**

ТО – Топологическая оптимизация;

МКЭ – Метод конечных элементов;

КЭ – Конечный элемент;

ГУ – Граничные условия;

ЗК – Зубчатое колесо.



## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Справочник конструктора-машиностроителя, т. 1-3. Анурьев В.И. – М.: Машиностроение, 1998.
2. Конструирование узлов и деталей машин. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. -М.: Высшая школа, 1999. - 400с.
3. Основы конструирования. Справочно-методическое пособие. Кн. 1 и 2 Орлов П.Н. –М.: Машиностроение. 2003.
4. Анализ возможности применения топологической оптимизации при проектировании зубчатых передач. Васильев Б.Е., Калинин Д.В., Свиная М.С., Гудков Н.А. Машины и Установки: проектирование, разработка и эксплуатация. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2017. № 03. С. 35–45.
5. Topological Optimization of 3D Structures by Optimality Criteria using ANSYS Saurabh Bankoti, Naman Jain and Anadi Misra, College of Technology/GBPUAT Pantnagar, Uttarakhand- India INTERNATIONAL JOURNAL FOR RESEARCH IN EMERGING SCIENCE AND TECHNOLOGY, 2015
6. Stolpe M. On some fundamental properties of structural topology optimization problems //Structural and Multidisciplinary Optimization. 2010. Vol. 41. No. 5. Pp. 661-670.
7. 7. Rozvany G.I.N. On symmetry and non-uniqueness in exact topology optimization // Structuraland Multidisciplinary Optimization. 2011. Vol. 43. No. 3. Pp. 297-317.
8. Руководство по технической эксплуатации Главный редуктор ВР-14, 1995.- 96с.

[Изъято Приложение А]

Федеральное государственное автономное  
образовательное учреждение высшего образования  
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт

Кафедра «Конструкторско-технологического обеспечения  
машиностроительных производств»

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

М. П. Головин

подпись

«          »            2018 г.

**БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА**

09.03.01 – Информатика и вычислительная техника

Применение топологической оптимизации для уменьшения массы зубчатого  
колеса

Научный руководитель

Выпускник

Нормоконтролер

подпись, дата

подпись, дата

подпись, дата

ст.преподаватель Р.С. Лукин

П. С. Лютикова

ст.преподаватель Р.С. Лукин

Красноярск 2018